

GP 29.003 (4)

(51)

Int. Cl.:

F 16 d, 13/64

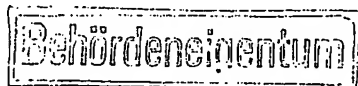
BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES PATENTAMT



(52)

Deutsche Kl.: 47 c, 13/64



(10)

(11)

(21)

(22)

(43)

(44)

Auslegeschrift 1 525 365

Aktenzeichen: P 15 25 365.3-12 (L 53133)

Anmeldetag: 19. März 1966

Offenlegungstag: —

Auslegungstag: 24. Juni 1971

Ausstellungspriorität: —

(30)

Unionspriorität

(32)

Datum: 30. März 1965

(33)

Land: Frankreich

(31)

Aktenzeichen: 11300

(54)

Bezeichnung: Elastische Kupplung, insbesondere für Kraftfahrzeuge

(61)

Zusatz zu: —

(62)

Ausscheidung aus: —

(71)

Anmelder: Societe dite Luxembourgeoise de Brevets et de Participations, Luxemburg

Vertreter: Görtz, H., Dipl.-Ing., Patentanwalt, 6000 Frankfurt

(72)

Als Erfinder benannt: Paulsen, Jean-Felix, Luxemburg

(56)

Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:

DT-PS 1 167 661

US-PS 1 954 190

DT-Gbm 1 861 319

US-PS 2 706 897

DL-PS 29 884

US-PS 3 066 503

FR-PS 1 377 143

GB-PS 626 553

In Betracht gezogene ältere Patente:

GB-PS 808 525

Deutsches Patent 1 265 509

GB-PS 881 138

ORIGINAL INSPECTED

© 6.71 109 526/163

Die Erfindung betrifft Schwingungsdämpfer zwischen einer Kupplungsscheibe einer Reibungskupplung und einer Antriebswelle an einem auf der Antriebswelle angeordneten Drehkranz mit mehreren Armen, die in kleeblattförmige Ausnehmungen der Kupplungsscheibe hineinragen, wobei zwischen dem Drehkranz und den Begrenzungen des mit den Ausnehmungen versehenen inneren Teiles der Kupplungsscheibe elastisches Material angeordnet ist.

Bei einem bekannten Schwingungsdämpfer dieser Art ist der gesamte Raum zwischen dem Drehkranz und dem inneren Teil der Kupplungsscheibe mit elastischem Material ausgefüllt. Das elastische Material besteht aus zwei Schichten unterschiedlicher Dicke und Steifigkeit, wobei die äußere dünne Schicht eine verhältnismäßig geringe und die innere am Drehkranz befestigte größere Schicht eine verhältnismäßig große Steifigkeit aufweist. Die äußere Schicht soll Schwingungen bei der Übertragung von kleinen Drehmomenten dämpfen und die innere Schicht soll auf Grund ihrer großen Steifigkeit große Drehmomente unter nahezu ausschließlicher Druckbeanspruchung übertragen. Trotz recht erheblicher Herstellungskosten dieses Schwingungsdämpfers, die insbesondere durch den großen Materialaufwand und das Aufeinanderbringen der beiden unterschiedlichen elastischen Schichten bedingt sind, kann mit dieser bekannten Anordnung eines Schwingungsdämpfers eine ausreichende Dämpfung von Schwingungen bei kleinen Drehmomenten, wobei große Drehmomente druckelastisch von dem elastischen Material aufgenommen werden, nicht erzielt werden.

Bei einer anderen bekannten Kupplung, bei welcher große Drehmomente von nach außen ragenden Armen der Antriebswelle, die zwischen äußeren elastischen Puffern der Abtriebswelle mit Spiel angeordnet sind, übertragen werden, ist zwischen der Nabe der Antriebswelle und einer Bohrung der Abtriebswelle eine gummielastische Muffe zur Dämpfung von Schwingungen bei kleinen Drehmomenten vorgesehen. Diese allseitig eingespannte gummielastische Muffe ist jedoch viel zu steif, um diese Forderung wirkungsvoll zu erfüllen, insbesondere bei sehr kleinen Drehmomenten.

Die Aufgabe der Erfindung besteht daher darin, einen einfachen Schwingungsdämpfer für Kupplungen der in Frage stehenden Art zu schaffen, der Schwingungen bei kleinen und kleinsten Drehmomenten wirkungsvoller als bisher dämpft und größere und größte Drehmomente unter druckelastischer Verformung einwandfrei überträgt.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß der zentrische Teil des Drehkranzes mit dem zentrischen Teil des inneren Teils der Kupplungsscheibe über auf Scherung beanspruchbare elastische Zwischenglieder in Verbindung steht und daß die Arme des Drehkranzes innerhalb der Ausnehmungen mit Spiel angeordnet sind, wobei dieses Spiel durch elastische, auf Druck beanspruchbare Zwischenglieder begrenzt ist.

Es ist bereits eine Kupplung vorgeschlagen worden, bei welcher auf Druck belastetes, elastisches Material mit Spiel in Umfangsrichtung zwischen den Drehkranzarmlen und den Ausnehmungen der Kupplungsscheibe angeordnet ist.

Die erfindungsgemäße Anordnung der elastischen Zwischenglieder ermöglicht bei kompakter Bauweise der Kupplung durch Scherbeanspruchung der zentrischen elastischen Zwischenglieder eine sehr wirkungs-

volle Dämpfung von Schwingungen im kleinen Drehmomentbereich, die sich hier besonders störend auswirken, wobei die zwischen den Armen des Drehkreuzes und den radialen Wänden der Ausnehmungen angeordneten elastischen Zwischenglieder erst bei größeren Drehmomenten allmählich auf Druck beansprucht werden und somit einen kontinuierlichen geräuschlosen Übergang von der Scherbeanspruchung der zentrischen Zwischenglieder ermöglichen.

Die Erfindung ergibt sich aus den Darstellungen von Ausführungsbeispielen sowie aus der folgenden Beschreibung. Es zeigen

Fig. 1 und 2 in einem Querschnitt bzw. einem Axialschnitt unter Wegbrechung von Teilen eine in eine Kupplungsscheibe einer Kraftfahrzeugübertragung eingebaute erfindungsgemäße Kupplung,

Fig. 3 eine der Darstellung der Fig. 1 entsprechende Darstellung in kleinerem Maßstab einer anderen Ausführungsform der Erfindung,

Fig. 4 und 5 zwei Diagramme, welche zum besseren Verständnis der Erfindung die Schwankungen des Drehmomentes eines Kraftfahrzeugmotors zeigen,

Fig. 6 eine Kurve, welche das Drehmoment in Funktion des Torsionswinkels in einer erfindungsgemäßen elastischen Kupplung zeigt.

Das dargestellte Ausführungsbeispiel ist insbesondere zum Einbau in ein Kraftfahrzeug mit Verbrennungsmotor bestimmt. Bei Kolbenwärmeleistungsmotoren für Benzin oder Dieselmotorbetrieb ist das Drehmoment stark pulsierend. Die relative Unregelmäßigkeit ist um so größer, je niedriger das mittlere Moment ist. Diese Erscheinung ist schematisch in dem Schaubild der Fig. 4 dargestellt, dessen Kurve den zyklischen Verlauf des Motormoments C in Funktion der Zeit t darstellt.

In dem Schaubild der Fig. 4 ist angenommen, daß der Motor mit einem niedrigen mittleren Moment M läuft (z. B. im Langsamlauf), bei welchem Unregelmäßigkeiten auftreten, welche größer als das mittlere Moment selbst sein können, so daß dieses negative Spitzen N aufweist.

Bei einem Viertaktmotor mit n Zylinder gibt es also bei jeder Teilumdrehung $\frac{n}{2}$ sehr kurze Augenblicke, während welcher das Drehmoment seinen Drehsinn ändert.

Wenn die Übertragung Zahnräder aufweist, hat dies die periodische Umkehrung der Anlagerichtung der Verzahnungen zur Folge, und da stets notwendigerweise etwas Spiel vorhanden ist, entsteht hierdurch eine Reihe von Klappergeräuschen, welche dem im Kraftfahrzeugbau »Umkehrgeräusch« genannten Geräusch entsprechen.

Im modernen Kraftfahrzeug stehen selbst im »Totpunkt« stets Zahnräder im Eingriff, welche sich drehen, wenn der Motor läuft. Das Drehmoment ist dann sehr niedrig, und die obige Erscheinung kann auftreten, insbesondere wenn die Trägheit des Schwungrads etwas knapp ist.

Ebenso nimmt das Drehmoment ab, wenn die Leistung des Motors auf den Getriebekasten wirkt, wenn in diesem ein Gang eingeschaltet ist und das Gaspedal losgelassen wird, und kann sich sogar umkehren (Motorbremse). Das besonders unangenehme Umkehrgeräusch kann dann ebenfalls während einiger Augenblicke auftreten, und es ist größer als im Langsamlauf, da bei eingeschaltetem Getriebekasten die an der Ausgangswelle angreifende Trägheit größer ist,

so daß der auf die Verzahnungen wirkende Stoß »härter« ist.

Um diese Probleme zu lösen, wird in der Momentenübertragung, insbesondere zwischen dem Motor und dem Getriebekasten, eine elastische Kupplung gemäß den Fig. 1 bis 3 eingeschaltet. Die durch eine Vergrößerung des Moments erzeugte Torsion verursacht Energieabsorption, und die Energierückgabe bei der entgegengesetzten Verformung vergleichmäßig bei einer Abnahme des Moments das Moment, dessen Spitze dann erheblich weniger ausgeprägt ist, so daß keine »negativen Spitzen« mehr auftreten, wie dies in Fig. 5 dargestellt ist.

Die Berechnung und die Erfahrung zeigen, daß bei Fahrzeugen gängiger Bauart der zur Absorption der Schwingungen bei niedrigen Momenten (z. B. ein Drittel bis ein Fünftel des Nennmoments) erforderliche Torsionswinkel eine gewisse Zahl von Grad erreichen muß, z. B. 10° oder mehr. Wenn man hierfür eine elastische Kupplung mit linearer Kennlinie verwenden würde, käme man für das Nennmoment zu einer Torsion der elastischen Kupplung in der Größenordnung von 30 bis 50° , was schwer zu verwirklichen wäre, wenigstens in dem verfügbaren Raum.

Die elastische Kupplung gemäß Fig. 1 bis 3 ist so ausgebildet, daß ihre Elastizität bei kleinen mittleren Momenten (z. B. ein Drittel bis ein Fünftel des Nennmoments des Motors) einen zur Absorption der Schwingungen des Moments hinreichenden Torsionswinkel ergibt, während bei höheren Momenten und nach Erreichung eines bestimmten Torsionswinkels (von z. B. größenordnungsmäßig 10 bis 15°) die elastischen Zwischenglieder 11 in Tätigkeit treten, welche dann eine druckelastische Übertragung des Moments gewährleisten, wobei der Torsionswinkel nur noch geringfügig steigt.

Bei der in Fig. 1 und 2 dargestellten Kupplung besteht das innere Teil 1 der Kupplungsscheibe aus zwei miteinander vereinigten Teilen 1a und 1b. Dieses innere Teil 1 ist so ausgeschnitten, daß eine kleeblattförmige Ausnehmung entsteht.

Diese Ausnehmung wird durch Wände begrenzt, welche durch Stanzen erzeugt sind, und zwar insbesondere drei kreisförmige Abschnitte 2, welche in der Nähe des Zentrums liegen, und drei kreisförmige äußere Abschnitte 3, welche mit den vorhergehenden Abschnitten 2 durch radiale Abschnitte 4 verbunden sind.

Die Nabe 5 weist den obigen Abschnitten 2 gegenüberliegende zylindrische Abschnitte 6 sowie radiale Arme 7 mit Seitenflächen 8 auf. Die entsprechend bearbeiteten Enden 9 der Arme 7 können zur Zentrierung der Nabe 5 an den zylindrischen kreisförmigen Abschnitten 3 des Teils 1 dienen.

In den Raum zwischen den Abschnitten 6 und 2 sind drei gummielastische Zwischenglieder 10 eingesetzt, welche fest an diesen Abschnitten haften, vorzugsweise durch unmittelbares Aufvulkanisieren. An den radialen Abschnitten 4 des Teils 1 haften elastische Zwischenglieder 11, welche in der mittleren Stellung der Anordnung in einer gewissen Entfernung von den entsprechenden Seitenflächen 8 der Arme 7 der Nabe 5 bleiben.

Bei der dargestellten Ausführungsform kann die Berührung zwischen den Flächen 8 und den Zwischengliedern 11 erst auftreten, wenn sich die Nabe aus ihrer

mittleren Stellung um einen Winkel von größenordnungsmäßig 5 bis 10° verdreht hat.

Das Teil 1 ist an der mit Belägen 14 versehenen Kupplungsscheibe 12 durch Niete 13 od. dgl. befestigt. Die Nabe 5 weist eine Bohrung auf, welche z. B. mit Riefen 15 versehen ist, so daß die Nabe an dem geriefen Ende der Eingangswelle des Getriebekastens befestigt werden kann.

Die dargestellte Anordnung arbeitet folgendermaßen:

Wenn eine Verdrehung der Nabe 5 gegenüber dem Teil 1 auftritt, erfolgt zunächst eine Verformung der gummielastischen Zwischenglieder 10 auf Abscherung. Da diese Zwischenglieder verhältnismäßig geringe Abmessungen haben, bleibt das entsprechende Moment klein, solange die Flächen 8 der Arme 7 nicht mit den Zwischengliedern 11 in Berührung gekommen sind, was erst nach einer Verdrehung von größenordnungsmäßig 5 bis 10° der Fall ist. Diese Berührung mit den elastischen Zwischengliedern 11 tritt erst bei größeren Momenten auf, insbesondere bei normalen Antriebsmomenten, wobei die Anschläge durch eine Druckbeanspruchung verformt werden und eine geringe zusätzliche Verdrehung zulassen.

Um eine zu heftige Berührung zwischen den Flächen 8 und den Zwischengliedern 11 zu vermeiden, erhalten die Zwischenglieder 11, die mit den Zwischengliedern 10 ein Stück bilden, ein entsprechendes, eine allmähliche Anlage der Flächen 8 herstellendes Profil.

Die die Momente in Funktion des Torsionswinkels darstellende Kurve hat den in Fig. 6 dargestellten Verlauf, d. h., sie weist einen im wesentlichen linearen Abschnitt bis zu einem Torsionswinkel von größenordnungsmäßig 10° auf, auf welchen ein hyperbolischer Abschnitt folgt. Bei M_n ist das normale Moment des Motors dargestellt. Für diesen Wert wird das Moment zum größten Teil durch die auf Druck beanspruchten Zwischenglieder 11 übertragen.

Die obige Ausführungsform stellt nur eine der möglichen Ausführungen dar. So können, z. B. wie in Fig. 5 dargestellt, die Zwischenglieder 11 anstatt an den Abschnitten 4 mit dem gleichen Ergebnis an den Armen 7 angebracht werden. Außerdem kann die Zahl der Arme und der Ausnehmungen verändert werden.

Patentanspruch:

Schwingungsdämpfer zwischen einer Kupplungsscheibe einer Reibungskupplung und einer Antriebswelle an einem auf der Antriebswelle angeordneten Drehkranz mit mehreren Armen, die in kleeblattförmige Ausnehmungen der Kupplungsscheibe hineinragen, wobei zwischen dem Drehkranz und den Begrenzungen des mit den Ausnehmungen versehenen inneren Teiles der Kupplungsscheibe elastisches Material angeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, daß der zentrische Teil (5) des Drehkranzes mit dem zentrischen Teil (2) des inneren Teiles der Kupplungsscheibe über auf Scherung beanspruchbare elastische Zwischenglieder (10) in Verbindung steht und daß die Arme (7) des Drehkranzes innerhalb der Ausnehmungen mit Spiel angeordnet sind, wobei dieses Spiel durch elastische, auf Druck beanspruchbare Zwischenglieder begrenzt ist.

Fig. 5

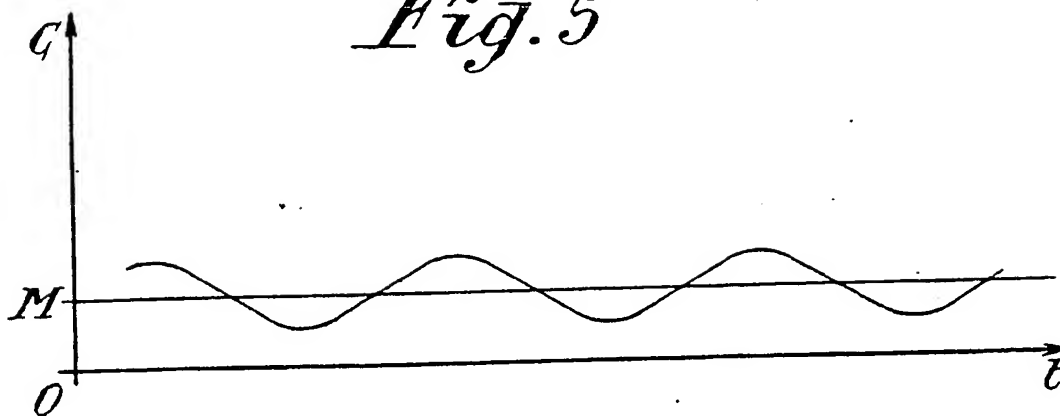


Fig. 6

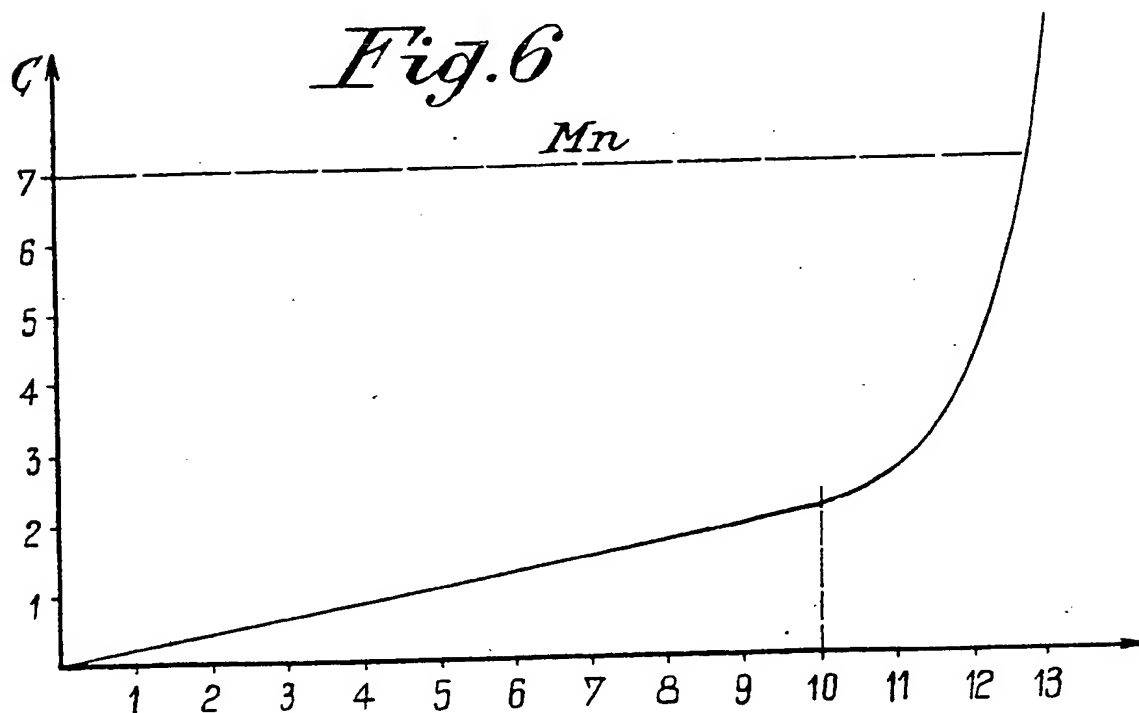


Fig. 2

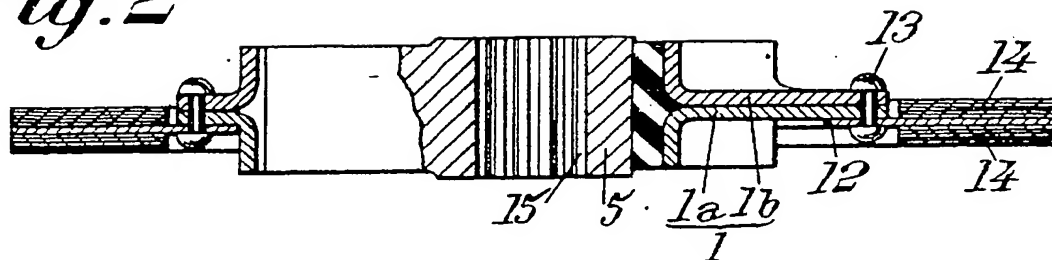


Fig. 3

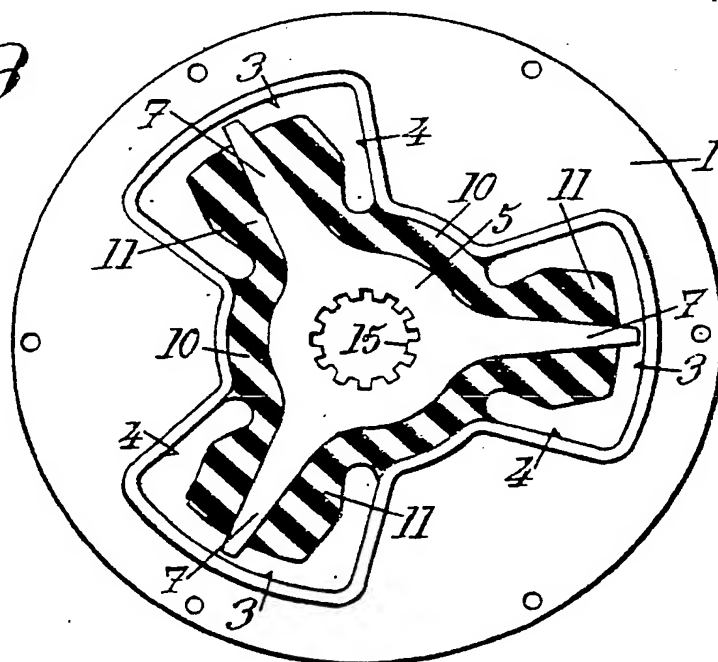


Fig. 4

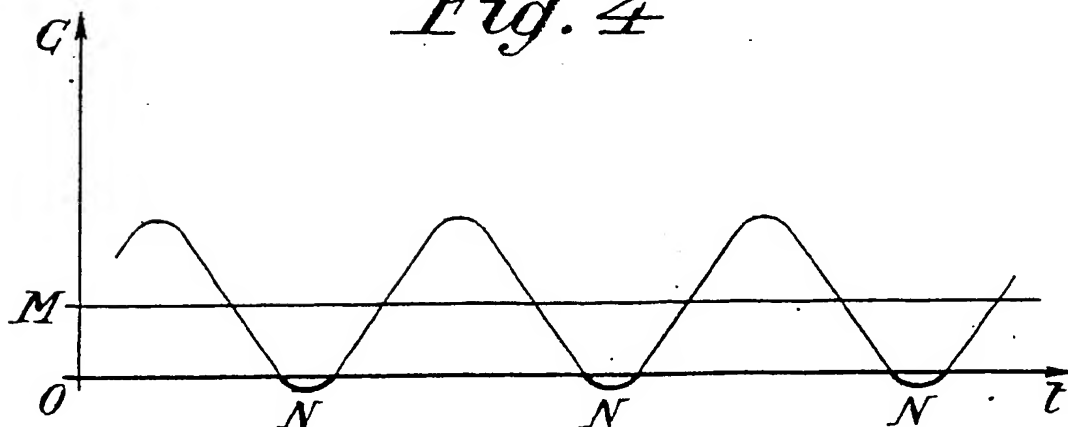


Fig. 1

